

(11)特許出願公開番号

特開平7-180933

(43)公開日 平成7年(1995)7月18日

技術表示箇所

M

審査請求 未請求 請求項の数5 OL (全 10 頁)

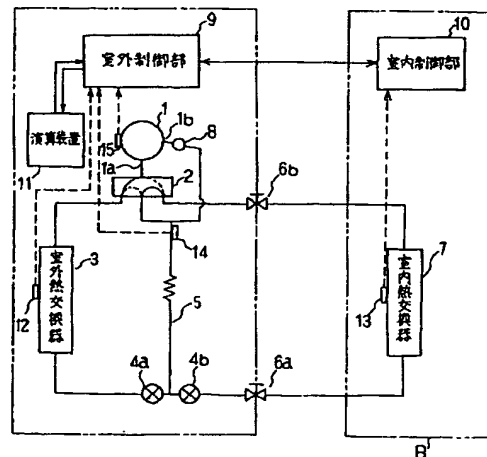
(74) 代理人 弁理士 高田 守

(54) 【発明の名称】 冷凍サイクル装置

(57) 【要約】

【構成】 圧縮機 1、凝縮器、減圧装置 4、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機 1 内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出器 15 と、圧縮機 1 の吸入圧力を検出する吸入圧力測定回路 5 と、この吸入圧力測定回路 5 と冷凍機油温度検出器 15 の検出結果から冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算装置 11 と、この演算装置 11 の演算結果に基づき圧縮機 1 の運転周波数の制御を行う制御部と、を備える。

【効果】 冷凍機油温度と吸入圧力検出手段が検出した吸入圧力より冷凍機油に対する冷媒の溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うことにより冷媒液戻量を減少させると共に、圧縮機の電動機の発熱量も上昇することから、冷凍機油の希釈を防止できる。



- 1: 圧縮機
- 2: 四方弁
- 4a: 減圧器
- 4b: 減圧器
- 5: 吸入圧力測定回路
- 6a: ストップバルブ(液側)
- 6b: ストップバルブ(ガス側)
- 8: アクチュエレータ
- 12: 室内熱交換器温度検出器
- 13: 室内熱交換器温度検出器
- 14: 吸入圧力検出温度検出器
- 15: 冷凍油温度検出器

A : 室外ユニット
B : 室内ユニット

【特許請求の範囲】

【請求項1】 圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、前記圧縮機の吸入圧力を検出する吸入圧力検出手段と、この吸入圧力検出手段と前記冷凍機油温度検出手段の検出結果から前記冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えた冷凍サイクル装置。

【請求項2】 圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記蒸発器での冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検出手段と、この蒸発温度から前記圧縮機の吸入圧力を演算する吸入圧力演算手段と、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、前記検出した蒸発温度と吸入圧力から、前記冷凍機油の冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えた冷凍サイクル装置。

【請求項3】 圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、この冷凍機油温度検出手段の検出結果から前記冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えた冷凍サイクル装置。

【請求項4】 制御手段は、圧縮機の運転周波数の制御を行うと共に、電圧一周波数パターン制御も行いうことを特徴とする請求項1～3記載の冷凍サイクル装置。

【請求項5】 圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油への冷媒溶解度を検出する冷媒溶解度検出手段と、この冷媒溶解度に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行うと共に、前記圧縮機の運転周波数の上限値を設定する制御手段と、を備えた冷凍サイクル装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、冷凍サイクル装置に使用されるインバータ駆動密閉型圧縮機の保護装置の低コスト化・高信頼性に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 冷媒の溶け込みによる冷凍機油の希釈を原因とした圧縮機の焼き付きの防止は吐出管等に取り付けられたサーミスタ及び圧力センサからの温度と圧力信号によって冷媒の過熱度を認識し、過熱度がある温度以上確保できない場合には、圧縮機の保護制御に入るという間接的な方法により行われてきた。

【0003】 以下に従来の圧縮機の保護方法について説明する。センサボディへ、テフロンにより確実に絶縁さ

れたセンサ外電極とセンサ内電極とを取り付ける。その両電極にリード線を付けてから、圧縮機の下部へ溶接したセンサガイドの中へ挿入し、ボルトでセンサボディとセンサガイドを固定する。これにより、圧縮機の潤滑油中にセンサ外電極とセンサ内電極が浸ることになる。圧縮機を運転するとその運転条件によって、油中へ液冷媒が溶け込み、この時、油と液冷媒の誘電率の相違から、リード線を介して出力される静電容量は変化する。この静電容量を検出し、予め設定した判定値に達しているかどうかを判断する。判定値を満足していれば圧縮機はそのまま運転を継続し、未達の場合は、保護制御に入る。

【0004】 またその他の従来例としては特開平2-225952号公報に開示されたものがある。

【0005】 図13において、1はインバータ駆動式圧縮機で、ケース内にシリンダ部2、主軸受部3、副軸受部4、モータ5を内蔵し、かつ潤滑油Aを有している。そして、この圧縮機1内に、潤滑油温度検知用の第1温度センサ6を設ける。また、圧縮機1に対し、四方弁10、室外熱交換器11、減圧器12、室内熱交換器13を順次連通し、ヒートポンプ式冷凍サイクルを構成する。すなわち、冷房運転時は図示実線矢印の方向に冷媒を流して冷凍サイクルを形成し、室外熱交換器11を凝縮器、室内熱交換器13を蒸発器として作用させる。そして、室外熱交換器13に対し、凝縮器温度検知用の第2温度センサ14を設ける。制御回路を図14に示す。20は商用交流電源で、この電源20にインバータ回路21を接続する。インバータ回路21は、交流電源電圧を直流電圧に変換するAC-DC変換部22、およびこのAC-DC変換部22の出力を後述する制御部30の指令に応じたスイッチングによって所定周波数の三相交流電圧に変換するDC-AC変換部23からなり、このDC-AC変換部23の出力を上記圧縮機1のモータ5に駆動電力として供給するものである。一方、10は室外制御部で、マイクロコンピュータおよびその周辺回路からなり、空気調和機全般にわたる制御を行うものである。そして、この制御部30に、運転操作部31、室外温度センサ32、上記第1温度センサ6、第2温度センサ14を接続する。ここで、制御部10は、運転操作部31で設定される冷房運転モードまたは暖房運転モードに応じて上記四方弁10を切換制御する機能手段、空調負荷（運転操作部31で設定される室内設定温度 T_s と室内温度センサ32の検知温度 T_a ）に応じてインバータ回路21の出力周波数 f を制御する機能手段、暖房運転時、第1温度センサ6の検知温度 T_o と第2温度センサ14の検知温度 T_c との差 $\Delta T (=T_o - T_c)$ を求める機能手段、暖房運転時、上記求めた温度差 ΔT と予め定められている設定値 ΔT_1 とを比較する機能手段、暖房運転時、上記比較において、温度差 ΔT が設定値 ΔT_1 以下のとき（ $\Delta T \leq \Delta T_1$ ）にインバータ回路21の出力周波数 f を所定値 a だけ高い値にシフトアップす

る機能手段を有している。

【0006】つぎに、上記のような構成において図15のフローチャート図を参照しながら動作を説明する。運転操作部31で暖房運転モードを設定するとともに、所望の室内温度 T_s を設定し、さらに運転開始操作を行う。すると、制御部30は、四方弁10を切換作動するとともに、インバータ回路21を動作させて圧縮機を起動する。このとき、冷凍サイクルにおいて暖房サイクルが形成され、室内熱交換器13が凝縮器、室外熱交換器11が蒸発器として作用する。つまり、暖房運転の開始となる。この暖房運転時、制御部30は上記設定室内温度 T_s と室内温度センサ32の検知温度 T_a との差（ $T_s - T_a$ ）を求め、その温度差 T_d が大きいほど、つまり空調負荷（暖房負荷）が大きいほど、インバータ回路21の出力周波数 F を高め、圧縮機1の能力を高める。そして、温度差 T_d が小さくなるに従い、つまり空調負荷が小さくなるに従い、出力周波数 f を低めていく。ところで、暖房運転時、室内温度を一定とした場合、圧縮機1の潤滑油の温度 T_o と室内熱交換器13の凝縮器温度 T_c との差 ΔT は室外温度の変化に伴い、さらにインバータ回路21の出力周波数 F をパラメータとして変化する。すなわち、温度差 ΔT は、室外温度が低いほど、しかも出力周波数 f が低くて圧縮機1の能力が小さいほど、小さくなる。なお、一般的には、室外温度が低下すれば部屋の暖房負荷が増大するため、圧縮機は高周波数運転となり温度差 ΔT は大きくなる傾向となるが、ヒータなどの暖房補助器具とヒートポンプを併用している場合は、圧縮機が最低周波数（ f_{\min} ）で運転される頻度が増え、温度差 ΔT が小さくなるケースが生じてくる。温度差 ΔT が小さくなると、圧縮機1の潤滑油Cにおける冷媒溶込み率が増えるとともに、圧縮機1の軸受部3、4における油膜厚さが減少し、特に ΔT_1 以下では圧縮機1の寿命に悪影響となる。そこで、制御部9は、暖房運転時、第1温度センサ6の検知温度 T_o （潤滑油の温度）および第2温度センサ14の検知温度 T_c （凝縮器温度）を取込み、両検知温度の差 ΔT （ $T_o - T_c$ ）を求める。さらに制御部9は上記 ΔT_1 を設定値として予め記憶しており、その設定値 ΔT_1 と求めた温度差 ΔT とを比較し、この比較において、温度差 ΔT が設定値 ΔT_1 以下であれば（ $\Delta T \leq \Delta T_1$ ）、インバータ回路21の出力周波数 F を所定値 a だけ高い値にシフトアップする。こうして、インバータ回路21の出力周波数 f が高まると、圧縮機1の能力が増え、上記温度差 ΔT が大きくなる。温度差 ΔT が大きくなると、圧縮機1の冷凍機油における冷媒溶込み率を一定値以下に抑えることができ、しかも圧縮機1の軸受部における十分な油膜厚さを確保することができ、圧縮機1の大幅な寿命向上を図ることができる。特に、暖房運転が中断しないので、インバータ回路の採用による能力可変運転が本来持っている快適性および省エネルギー効果を損うこと

がない。この場合、制御部9は、温度差 ΔT が設定値 ΔT_1 以上となるまで出力周波数 F のシフトアップを繰返し、温度差 ΔT を確実に設定値 ΔT_1 以上に至らせる。そして、温度差 ΔT が設定値 ΔT_1 以上になると、制御部30は空調負荷に応じた出力周波数の制御を再開する。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】従来の圧縮機の保護方法は上記のように、静電容量式センサーを圧縮機に組み込むことによって、冷凍機油の希釈を感知していた。このため、圧縮機の製造段階でこれを組み込まなくてはならないため、工作性が悪く部品点数も多くなるためコストも上がってしまう。また、他の従来例の技術では、ヒーターによって冷媒の冷凍機油への溶け込みの抑制を行っているが、液戻り量が多く冷媒が多量に冷凍機油に溶け込んでいるときはヒーターからの熱は一部の冷媒の気化熱として使用されるのみで、冷凍機油の温度は昇温が得られないため、結果として軸受けなどの損傷を回避できないという問題点があった。

【0008】この発明は上記のような問題点を解消するためになされたもので、能力可変型の圧縮機を具備した冷凍サイクルを持つ空気調和機において、構成が簡素で低コストにて信頼性の高い圧縮機の保護制御を確実に得ることを目的としている。

【0009】

【課題を解決するための手段】請求項1の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、前記圧縮機の吸入圧力を検出する吸入圧力検出手段と、この吸入圧力検出手段と前記冷凍機油温度検出手段の検出結果から前記冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えたものである。

【0010】請求項2の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記蒸発器での冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検出手段と、この蒸発温度から前記圧縮機の吸入圧力を演算する吸入圧力演算手段と、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、前記検出した蒸発温度と吸入圧力から、前記冷凍機油の冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えたものである。

【0011】請求項3の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、この冷凍機油温度検出手段の検出結果から前記冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記

圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えたものである。

【0012】請求項4の冷凍サイクル装置は、請求項1～3記載の冷凍サイクル装置において、制御手段は、圧縮機の運転周波数の制御を行うと共に、電圧一周波数パターンの制御も行うものである。

【0013】請求項5の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油への冷媒溶解度を検出する冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油への冷媒溶解度を検出する冷媒溶解度検出手段と、この冷媒溶解度に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行うと共に、前記圧縮機の運転周波数の上限値を設定する制御手段と、を備えたものである。

【0014】

【作用】請求項1の冷凍サイクル装置は、冷凍機油温度検出手段が検出した冷凍機油温度と吸入圧力検出手段が検出した吸入圧力より冷凍機油に対する冷媒の溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うことにより冷媒液戻り量を減少させると共に、圧縮機の電動機の発熱量も上昇することから、冷凍機油の希釈を防止できる。

【0015】請求項2の冷凍サイクル装置は、蒸発温度検出手段が検出した蒸発温度から演算した圧縮機の吸入圧力と、冷凍機油温度検出手段が検出した圧縮機内の冷凍機油の温度とから冷凍機油の冷媒溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うので、工作性及び価格が低減する。

【0016】請求項3の冷凍サイクル装置は、冷凍機油温度検出手段が検出した圧縮機内の冷凍機油の温度から冷凍機油への冷媒溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うので、制御が簡素化されると共に価格がさらに低減する。

【0017】請求項4の冷凍サイクル装置は、冷凍機油温度が設定された温度より低い温度に検出された時、運転周波数を制御するだけでなくU-Fパターンから運転ポイントを外すために発生する電動機からの熱により冷媒を気化させることで、より早く冷凍機油の希釈度の高い領域から脱することを可能にする。

【0018】請求項5の冷凍サイクル装置は、空調負荷が小さい、もしくは設定温度と室温が逆転した場合、圧縮機の運転周波数の上昇を禁止するため快適性を損なうことなく圧縮機の保護が行える。

【0019】

【実施例】

実施例1. 以下、この発明の実施例1を図に基づいて説明する。図1は実施例1の冷媒回路図を示す。低温低圧のガス冷媒を高温高圧のガス冷媒に圧縮する圧縮機1と高温高圧ガス冷媒を高温高圧液冷媒にかえる凝縮器と高温高圧の液冷媒を低温低圧の二相冷媒にかえる減圧器4と低温低圧の二相冷媒を低温低圧のガス冷媒にかえる蒸

発器とを順次連結した冷凍サイクル装置において、圧縮機1はインバータ駆動で最大周波数130Hzまで変速可能な圧縮機であり、圧縮機底部には冷凍機油の温度を検出する温度検出器15が取り付けられている。又減圧器を備えた回路は、吸入圧力測定回路5であり、この回路によって生成された吸入圧力は、吸入圧力飽和温度検出器14により検出した温度から演算装置11で吸入圧力を演算する事によって求められている。又、室内制御部10は室外ユニットAへの電源を送るためのリレー回路、冷房または暖房の運転状況、更に室内設定温度等の情報も一括して制御を行っている。室外制御部9は、室内制御部10から送られてくる信号を元に圧縮機1の運転周波数を制御し、また四方弁2等の切換等も制御している。

【0020】図1に示す冷凍サイクル装置の動作を説明する。まず、冷房運転時の冷媒の流れについて説明する。低温低圧のガス冷媒は、圧縮機1の吸入口1bより圧縮要素部へ吸入され、ここで高温高圧のガス冷媒に圧縮され、吐出口1aより四方弁2に導かれる。冷房運転の場合高温高圧のガス冷媒は室外熱交換器3へ導かれ、ここでガス冷媒は液化し、この時凝縮熱を室外に放出する。更に液化した高圧の冷媒は減圧器4により低温低圧の気液二相冷媒になり室内熱交換器7へ導かれる。ここで室内の空気より熱を吸収し冷媒は蒸発し低温低圧のガス冷媒となる。こうして、室内温度は低下し、冷房運転していることになる。その後四方弁2を通り圧縮機1の吸入口1aへ冷媒を送り込み冷凍サイクル運転を行う。次に暖房運転時の冷媒の流れについて説明する。この場合四方弁2を切り換え冷媒の流れ方向を逆にするにより、室内熱交換器7に凝縮器、室外熱交換器3に蒸発器の機能をもたすことが冷房運転時と異なり、その他の動作は同様のため説明を省略する。図1で示した矢印は実線が冷房運転時の冷媒の流れ方向を、波線は暖房時の冷媒の流れ方向を示している。

【0021】吸入圧力生成回路5では、圧力一定の時二相冷媒の温度が一定であるという特性を利用し、吸入圧力飽和温度検知器14により検出された吸入圧力飽和温度に基づき演算装置11により吸入圧力を演算することにより求めている。また、冷凍機油温度検出器15により検出された冷凍機油温度と、前記吸入圧力とから、演算装置11により冷媒の冷凍機油に対する溶解度を求めている。更に、室外制御部9には、予め冷媒の冷凍機油に対する溶解度の限界値 ϕ_0 が記憶されている。次に、圧縮機1の運転周波数制御を図3のフローチャート図に基づいて説明する。通常空調機は、室内制御部10で、室内温度 T_o を設定し、この値と、実際の室内温度 T_r の温度差 ΔT が小さいと運転周波数を下げ、 ΔT が大きいときは空調負荷が高いと判断して運転周波数を上げる制御をしている（ステップ100）。しかし、その時の様々な運転条件によっては、 ΔT による制御では二

相冷媒のまま吸入口1 aに到達し、液冷媒を圧縮機1によって圧縮するいわゆる液バック運転がおこなわれる。液冷媒が戻る量が多くなると、冷凍機油中に液冷媒が多量にとけ込み、冷凍機油は希釈な状態になり、図2に示すような圧縮機の主軸20等に十分な油膜が確保できなくなる。このとき、吸入圧力測定回路5により検出された吸入圧力(ステップ102)と、温度検出器15から検出された冷凍機油温度(ステップ101)から、演算装置11により溶解度を求め(ステップ103)、この値が室外制御部に記憶されている溶解度の限界値 ϕ_o より小さければ圧縮機1は通常制御にて運転を行い、 ϕ_o より大きければ保護制御に入り周波数をaだけ上昇させる(ステップ105)。このaは運転周波数帯と溶解度によって数Hzのレベルで設定される。そして、演算される溶解度が限界値 ϕ_o を超えると、再び通常の制御に戻る。これにより、圧縮機1は破損することも停止することもなく保護することができる。

【0022】実施例2。実施例1では、図1におけるような吸入圧力生成回路5を設けこれによって吸入圧力を求めているが、図4のように吸入圧力生成回路を持たず、蒸発器の熱交換温度を検出しこれから演算装置11により吸入圧力を演算してもよい。

【0023】図4において冷媒が実線の矢印方向に流れる冷房運転時には室外熱交換器3が凝縮器に、室内熱交換器7が蒸発器になる。このとき、室内熱交換器温度検出器13が、蒸発温度検出器となる。蒸発器である室内熱交換器7の蒸発温度CTを検出する。この値を基に演算装置11により吸入圧力を演算している。また冷媒が破線の矢印方向に流れる暖房運転時には室外熱交換器3は蒸発器、室内熱交換器7が凝縮器になる。このとき室外熱交換器温度検出器12が蒸発温度検出器となり蒸発温度CTを検出する。この値に従い演算装置11により吸入圧力を演算する。実施例2の圧縮機運転周波数制御を図5のフローチャート図に示す。実施例1と比較して図1における吸入圧力生成回路5が省ける分だけ製造時の工作性が向上しており、これによりコストの低減もされているのが特徴である。以下実施例1と同様であるため説明を省略する。

【0024】実施例3。実施例1及び実施例2では冷媒の冷凍機油に対する溶解度を吸入圧力と冷凍機油温度より求めていたが、冷凍機油の温度から溶解度を推算して制御を行うこともできる。

【0025】次に実施例3の説明を行う。図6に示すような冷媒と冷凍機油の溶解度の関係と実際に空気調和機を運転したときに発生すると考えられる吸入圧力の範囲を許容溶解度の限界値と照らし合わせることで冷凍機油温度と溶解度の関係式を近似的に求めることができる。演算装置11には予め前記冷凍機油と溶解度の関係式が記憶されており、室外制御部9には予め制御する冷媒と冷凍機油に対する溶解度の限界値 ϕ_o が記憶されて

いる。実施例3の圧縮機運転周波数制御を図7に示す。空調機運転時、冷凍機油温度検出器15により冷凍機油温が検出する(ステップ101)。この温度を基に演算装置11により溶解度 ϕ を演算する(ステップ103)。吸入圧力の検出及び演算が省略できることが前記実施例1及び実施例2との相違点であり、これにより制御を簡素化でき複雑な演算は行わずに圧縮機の制御を容易に行うことができる。以下実施例1と同様であるため説明を省略する。

【0026】実施例4。次に実施例4の説明を行う。冷凍機油に対する冷媒の過剰な溶解を検知したとき、実施例1から実施例3では圧縮機1の運転周波数を変化することによって冷凍機油の希釈から起こる圧縮機の焼き付きからの保護制御を行ってきたが、これに圧縮機1の電圧一周波数運転パターン(以下V-fパターン)を変えることによりモータからの発熱量を増加させ冷媒の冷凍機油に対する溶け込みによる希釈な状態をより早く回避することができる。

【0027】通常インバータ駆動の圧縮機1のモータ18の運転は最も効率がよくなるように電圧と周波数の関数が定められておりこの関数を最適なV-fパターンとして運転時の周波数は図8のaのグラフのように室外制御部9に記憶されている。このとき、モータの電気的な動力は機械的な運動に変換され損失は最小限に抑えられるためモータからの発熱は最小限に抑えられる。また、本実施例においては最適なV-fパターン以外の図8のbの様なV-fパターンも室外制御部9に記憶されている。このV-fパターンbでは、aのパターンに比べモータからの発熱量が増加するようになる。更に、室外制御部9には、予め冷媒の冷凍機油に対する溶解度の限界値 ϕ_o が記憶されている。次に、圧縮機の運転周波数制御を図9のフローチャート図に基づき説明する。空気調和機は、室内制御部10で、室内温度 T_o を設定し、この値と、実際の室内温度 T_r の温度差 ΔT が予め設定された値 T_a より小さいと運転周波数を下げ、 ΔT が大きいたまは空調負荷が高いと判断して運転周波数を上げる制御をしている(ステップ100)。しかし冷凍機油に冷媒が溶け込んだとき、圧縮機1の主軸20に油膜が確保できず摩擦による焼き付きが起こる場合がある。このとき、実施例1から3のような方法で演算された溶解度の値を限界値 ϕ_o を満足しているときは、空調負荷による通常の周波数制御を行い、この限界値を上回ったとき、運転周波数をa Hzだけ上昇させる(ステップ105)とともに、図8のaからbにV-fパターンを変更して運転を行う(ステップ108)。検出される溶解度の値が限界値 ϕ_o を満足すると、通常の空調負荷による運転周波数制御に戻る。この保護制御によると周波数の上昇によるモータの温度上昇と吸入液バック量の減少とともにモータの損失からの発熱により圧縮機内に更に熱が与えられるため、より早く冷凍機油の温度上昇

を行うことができ冷凍機油に対する冷媒の溶解度を低減させることができるため、冷凍機油の希釈による圧縮機の焼き付きを更に高い信頼性をもって快適性を保持したまま防止することができる。

【0028】実施例5. 通常空調機では、設定温度(T_{set})と室内温度(T_{room})の温度差から空調負荷 ΔT を検出し、この値に基づき圧縮機の運転制御を行っている。しかし、その時の温度条件等の運転条件によっては、 ΔT による制御では二相冷媒の間々圧縮機に吸入され、いわゆる液バック運転が行われる。液冷媒の戻り量が多くなると、冷凍機油中に液冷媒が多量に溶け込み、冷凍機油は希釈状態になり圧縮機の主軸等に十分な油膜が確保できなくなる。このとき、実施例1から実施例3のような方法で検出された冷凍機油に対する冷媒溶解度 ϕ に基づいてこの値が ϕ_{set} より大きい値の時は周波数を a だけ上昇させる。この a は運転周波数帯と溶解度によって数Hzのレベルで設定される。但し、このまま運転周波数を上昇させていくと溶解度の低下は運転周波数の上昇に対し遅れがあるため必要以上に周波数が上昇してしまい、吹き出し温度は冷房時であれば必要以上に低下し、暖房時であれば必要以上に上昇するため、冷えすぎ、暑すぎの現象が起こってしまう。この対応策として、空調負荷の下限値を ΔT_{set2} とし、この値より空調負荷が小さくなったとき周波数の上昇を停止するため、快適性を損なわない。

【0029】

【発明の効果】請求項1の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、前記圧縮機の吸入圧力を検出する吸入圧力検出手段と、この吸入圧力検出手段と前記冷凍機油温度検出手段の検出結果から前記冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えた構成にしたので、冷凍機油温度検出手段が検出した冷凍機油温度と吸入圧力検出手段が検出した吸入圧力より冷凍機油に対する冷媒の溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うことにより冷媒液戻り量を減少させると共に、圧縮機の電動機の発熱量も上昇することから、冷凍機油の希釈を防止できる。

【0030】請求項2の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記蒸発器での冷媒の蒸発温度を検出する蒸発温度検出手段と、この蒸発温度から前記圧縮機の吸入圧力を演算する吸入圧力演算手段と、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、前記検出した蒸発温度と吸入圧力から、前記冷凍機油の冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う

制御手段と、を備えた構成にしたので、蒸発温度検出手段が検出した蒸発温度から演算した圧縮機の吸入圧力と、冷凍機油温度検出手段が検出した圧縮機内の冷凍機油の温度とから冷凍機油の冷媒溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うので、工作性及び価格が低減する。

【0031】請求項3の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油の温度を検出する冷凍機油温度検出手段と、この冷凍機油温度検出手段の検出結果から前記冷凍機油への冷媒溶解度を演算する演算手段と、この演算手段の演算結果に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行う制御手段と、を備えた構成にしたので、冷凍機油温度検出手段が検出した圧縮機内の冷凍機油の温度から冷凍機油への冷媒溶解度を演算し、圧縮機の運転周波数の制御を行うので、制御が簡素化されると共に価格がさらに低減する。

【0032】請求項4の冷凍サイクル装置は、請求項1～3記載の冷凍サイクル装置において、制御手段は、圧縮機の運転周波数の制御を行うと共に、電圧一周波数パターンの制御も行う構成にしたので、冷凍機油温度が設定された温度より低い温度に検出された時、運転周波数を制御するだけでなくU-Fパターンから運転ポイントを外すために発生する電動機からの熱により冷媒を気化させることで、より早く冷凍機油の希釈度の高い領域から脱することを可能にする。

【0033】請求項5の冷凍サイクル装置は、圧縮機、凝縮器、減圧装置、蒸発器等を環状に接続した冷凍サイクル装置において、前記圧縮機内の冷凍機油への冷媒溶解度を検出する冷媒溶解度検出手段と、この冷媒溶解度に基づき前記圧縮機の運転周波数の制御を行うと共に、前記圧縮機の運転周波数の上限値を設定する制御手段と、を備えた構成にしたので、空調負荷が小さい、もしくは設定温度と室温が逆転した場合、圧縮機の運転周波数の上昇を禁止するため快適性を損なうことなく圧縮機の保護が行える。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の実施例1の冷凍サイクル装置の冷媒配管系統図である。

【図2】この発明の実施例1の冷凍サイクル装置の圧縮機の構成図である。

【図3】この発明の実施例1の冷凍サイクル装置の制御内容のフローチャート図である。

【図4】この発明の実施例2の冷凍サイクル装置の冷媒配管系統図である。

【図5】この発明の実施例2の冷凍サイクル装置の制御内容のフローチャート図である。

【図6】この発明の実施例2の冷凍サイクル装置の圧力・温度と溶解度の関係を示す図である。

【図7】この発明の実施例3の冷凍サイクル装置の制御

内容のフローチャート図である。

【図8】この発明の実施例3の冷凍サイクル装置の運転V-fパターンを示す図である。

【図9】この発明の実施例4の冷凍サイクル装置の制御フローチャート図である。

【図10】この発明の実施例5の冷凍サイクル装置の制御フローチャート図である。

【図11】従来の冷凍サイクル装置の圧縮機に付加された静電容量式センサーの断面図である。

【図12】従来の冷凍サイクル装置の制御内容のフローチャート図である。

【図13】他の従来の冷凍サイクル装置の冷媒回路図である。

【図14】他の従来の冷凍サイクル装置の制御回路図である。

【図15】他の従来の冷凍サイクル装置の動作を説明するためのフローチャート図である。

【符号の説明】

A 室外ユニット

B 室内ユニット

1 圧縮機

2 四方弁

4a 減圧器

4b 減圧器

5 吸入圧力測定回路

6a ストップバルブ（液側）

6b ストップバルブ（ガス側）

8 アキュムレータ

9 室外制御部

10 室内制御部

11 演算装置

12 室外熱交換器温度検出器

13 室内熱交換器温度検出器

14 吸入圧力飽和温度検出器

15 冷凍機油温度検出器

17 圧縮機圧縮要素部

18 モータ（電動機）

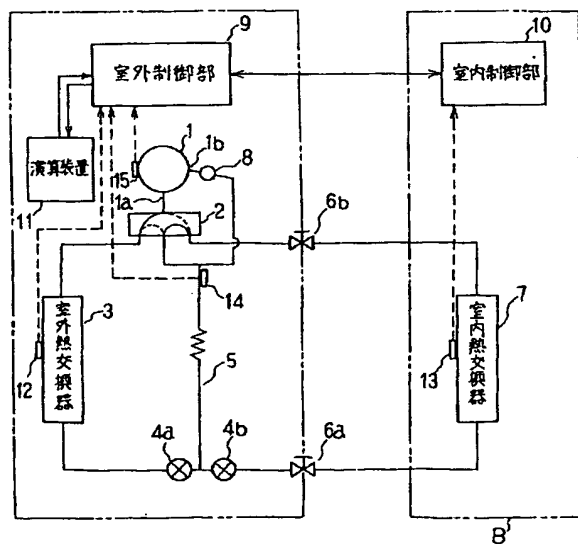
19 軸受

20 主軸

21 オイルポンプ

22 端子部

【図1】



1 : 圧縮機

2 : 四方弁

4a : 減圧器

4b : 減圧器

5 : 吸入圧力測定回路

6a : ストップバルブ（液側）

6b : ストップバルブ（ガス側）

8 : アキュムレータ

12 : 室外熱交換器温度検出器

13 : 室内熱交換器温度検出器

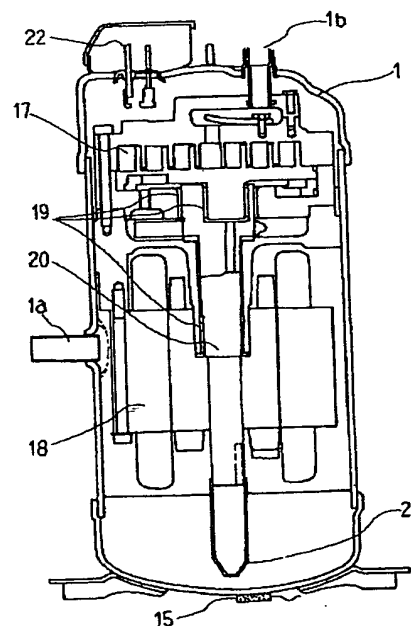
14 : 吸入圧力飽和温度検出器

15 : 冷凍機油温度検出器

A : 室外ユニット

B : 室内ユニット

【図2】



17 : 圧縮機圧縮要素部

18 : モータ

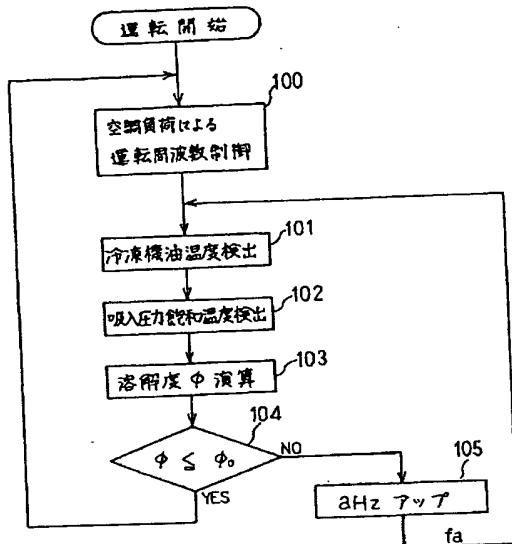
19 : 軸受

20 : 主軸

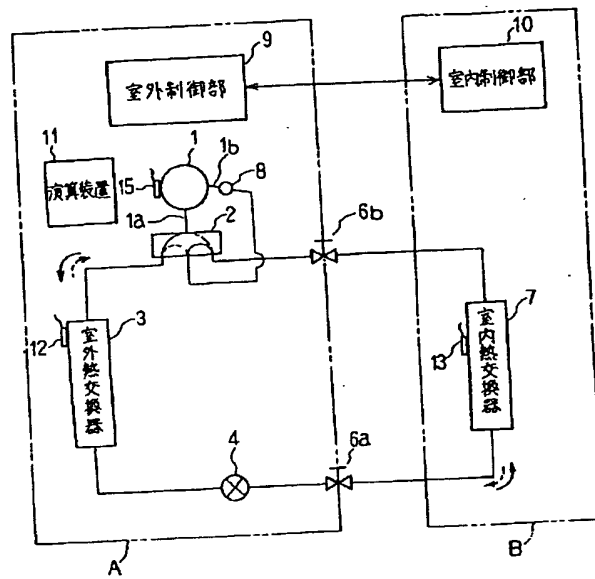
21 : オイルポンプ

22 : 端子部

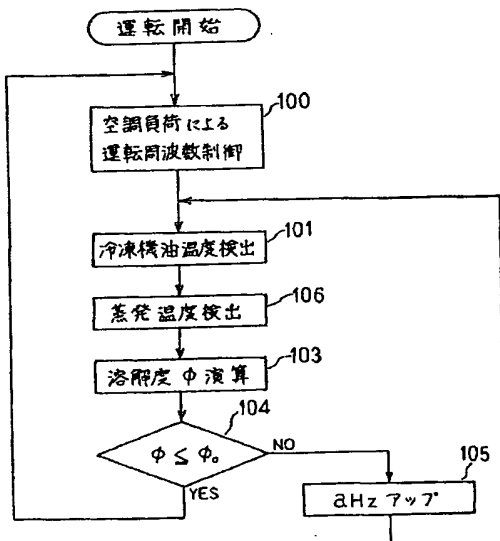
【図3】



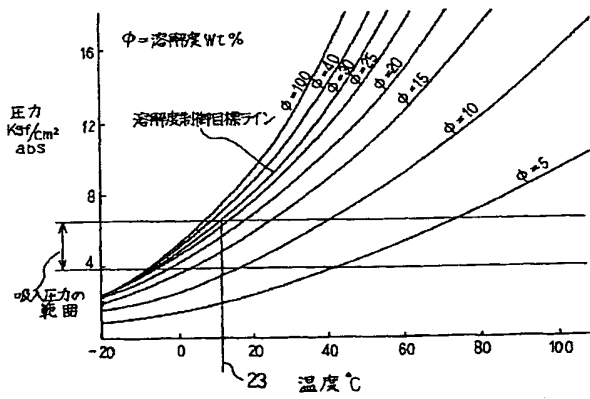
【図4】



【図5】

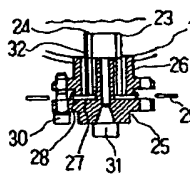


【図6】

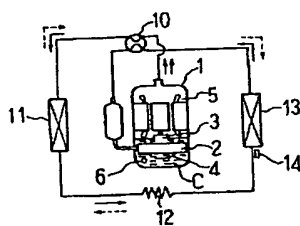


23 : 油温の制御温度 (tset)

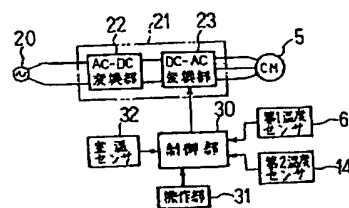
【図11】



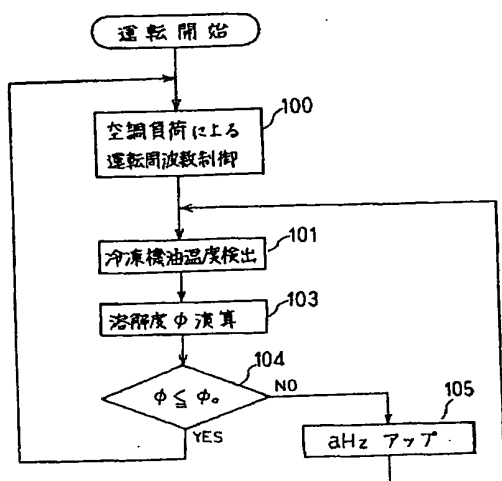
【図13】



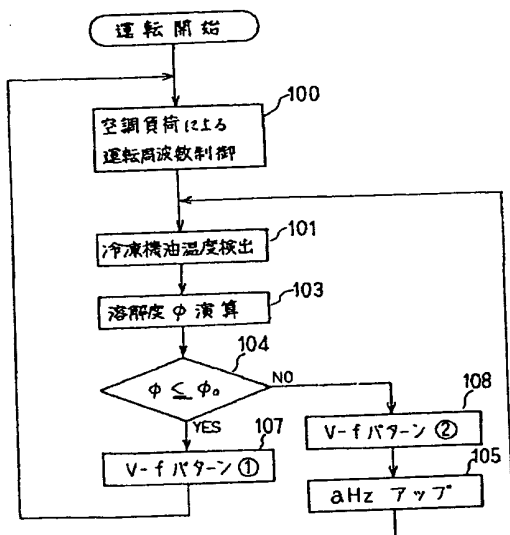
【図14】



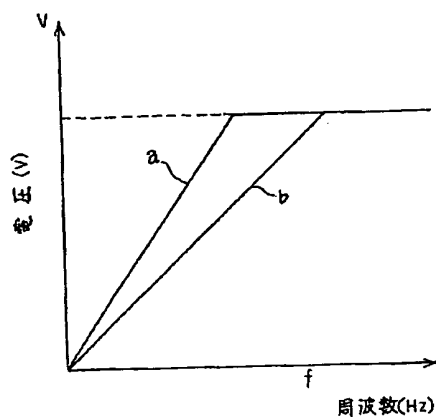
【図7】



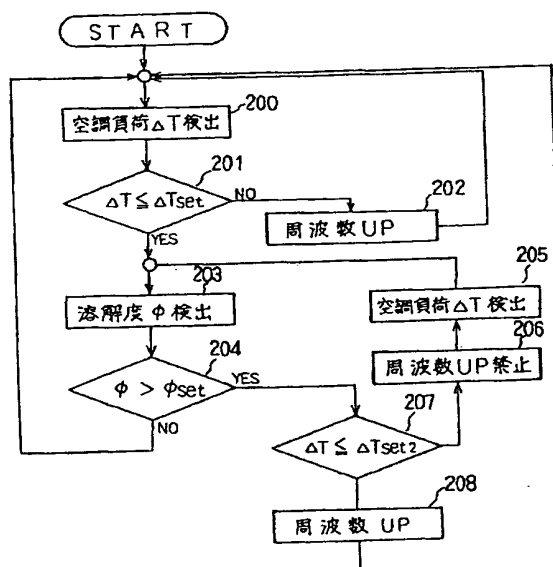
【図9】



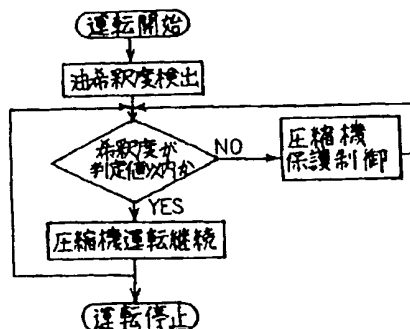
【図8】



【図10】



【図12】



【図15】

